

Requested Patent: JP11014186A

Title:

ABSORPTION COGENERATING SYSTEM UTILIZING ENGINE WASTE HEAT AND
ITS OPERATION CONTROL METHOD ;

Abstracted Patent: JP11014186 ;

Publication Date: 1999-01-22 ;

Inventor(s):

OUCHI TOMIHISA; MINOWA RYOHEI; ENDO KATASHI; SENBA YASUSHI; OKA
MASAHIRO; MURATA YUKIMARO ;

Applicant(s): HITACHI LTD;; TOKYO GAS CO LTD ;

Application Number: JP19970170509 19970626 ;

Priority Number(s): ;

IPC Classification: F25B27/02; F25B15/00 ;

Equivalents: ;

ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To perform an effective utilization of heat discharged through cooling water or discharged gas outputted from an engine at an absorption cold water or hot water device. SOLUTION: This method is carried out such that hot temperature water 78 heat exchanged with cooling water of an engine 60 is fed into a solution heating means 70, heat is exchanged with solution in an absorption cold water or hot water device 81, further discharged gas 98 of the engine is fed into an auxiliary solution heating means 99 so as to perform a heat exchanging operation with the solution. When an operation aiming at an energy saving of the absorption cold water or hot water device is being carried out, the discharged gas is utilized as a first heat source. In the case that the heating calorie is not enough, the high temperature water is used, and in the case that the heating calorie is further lack, heat is inputted from a burner 25 to a high temperature regenerator.

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平11-14186

(43)公開日 平成11年(1999) 1月22日

(51)Int.Cl.⁹

F 2 5 B 27/02
15/00

識別記号

3 0 6

F I

F 2 5 B 27/02
15/00

K

3 0 6 E

審査請求 未請求 請求項の数20 O L (全 14 頁)

(21)出願番号 特願平9-170509

(22)出願日 平成9年(1997) 6月26日

(71)出願人 000005108

株式会社日立製作所

東京都千代田区神田駿河台四丁目6番地

(71)出願人 000220262

東京瓦斯株式会社

東京都港区海岸1丁目5番20号

(72)発明者 大内 富久

茨城県土浦市神立町603番地 株式会社日

立製作所土浦工場内

(72)発明者 箕輪 良平

茨城県土浦市神立町603番地 株式会社日

立製作所土浦工場内

(74)代理人 弁理士 高崎 芳紘

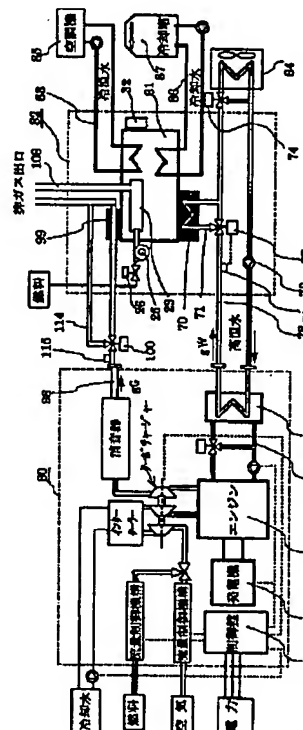
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 エンジン排熱利用吸収式コージェネシステムとその運転制御方法

(57)【要約】

【課題】 エンジンから冷却水及び排気ガスを介して排出される熱を吸収冷温水機で有効に利用する。

【解決手段】 エンジン60の冷却水と熱交換した高温水78を溶液加熱手段70へ導入して吸収冷温水機81の溶液と熱交換し、さらにエンジンの排気ガス98を補助溶液加熱手段99へ導入して上記溶液と熱交換する。吸収冷温水機の省エネを目的とする運転時には、第1の熱源として排気ガスを用い、その熱量で不足の時は高温水を用い、さらに不足の時はバーナー25から高温再生器への入熱を行う。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 少なくとも高温再生器、低温再生器、凝縮器、蒸発器、吸収器、低温熱交換器、高温熱交換器をその構成要素として備えた吸収冷温水機と、発電機駆動用エンジンのジャケット冷却により生じた高温水と前記吸収冷温水機内を流れるサイクルの溶液との間で熱交換を行うための溶液加熱手段と、前記高温水を前記溶液加熱手段に循環させるための高温水循環手段と、前記エンジンの排気ガスと前記吸収冷温水機内を流れるサイクルの溶液との間で熱交換を行うための補助溶液加熱手段と、前記排気ガスを前記補助溶液加熱手段に貫流させるための排気ガス導入手段と、前記高温再生器に備えられたバーナーへの燃料供給量を制御するための燃料制御手段と、前記溶液加熱手段に循環させる高温水の循環量を制御するための高温水循環量制御手段と、前記補助溶液加熱手段に貫流させる排気ガスの貫流量を制御するための排気ガス貫流量制御手段と、を有することを特徴とするエンジン排熱利用吸収式コージェネシステム。

【請求項2】 請求項1に記載のエンジン排熱利用吸収式コージェネシステムにおいて、前記補助溶液加熱手段は、前記高温熱交換器から前記高温再生器に至る希溶液と前記高温水との間で熱交換を行うように配置したことを特徴とするエンジン排熱利用吸収式コージェネシステム。

【請求項3】 請求項1に記載のエンジン排熱利用吸収式コージェネシステムにおいて、前記吸収冷温水機の高熱交換器を流出した希溶液を2分し、その一方を高温再生器で加熱濃縮し、他方を前記補助溶液加熱手段で加熱濃縮する構成としたことを特徴とするエンジン排熱利用吸収式コージェネシステム。

【請求項4】 請求項1に記載のエンジン排熱利用吸収式コージェネシステムにおいて、前記補助溶液加熱手段は、前記高温再生器で濃縮された後の溶液と前記高温水との間で熱交換を行うように配置されたことを特徴とするエンジン排熱利用吸収式コージェネシステム。

【請求項5】 請求項1に記載のエンジン排熱利用吸収式コージェネシステムの運転制御方法であって、前記吸収冷温水機に要求されている所要冷暖房能力を算出するための第1の演算手段と、前記溶液加熱手段により前記高温水から前記吸収冷温水機の溶液サイクルへ取り込み可能な高温水と熱量を算出するための第2の演算手段と、前記補助溶液加熱手段により前記排気ガスから前記溶液サイクルへ取り込み可能な排気ガスと熱量を算出するための第3の演算手段とを設けるとともに、前記第1の演算手段により算出された所要冷暖房能力を

実現するための熱源としての前記排気ガス、高温水、及びバーナーを利用する優先順位をあらかじめ定めておき、

前記所要冷暖房能力、前記高温水と熱量、前記排気ガスと熱量の大きさの関係と前記優先順位に基づいて前記燃料制御手段、前記高温水循環量制御手段、及び前記排気ガス貫流量制御手段の動作制御を行うことを特徴とする運転制御方法。

【請求項6】 請求項5に記載の運転制御方法において、前記第1の演算手段は、当該吸収冷温水機の冷温水の入口及び出口温度と、前記冷温水の流量とから所要冷暖房能力を算出し、さらに該算出した所要冷暖房能力と前記吸収冷温水機の熱サイクルに対して設定された最大熱入力限界とを比較して、より小さい方の値を前記所要冷暖房能力として出力することを特徴とする運転制御方法。

【請求項7】 請求項5に記載の運転制御方法において、前記第2の演算手段は、前記溶液加熱手段への高温水の入口温度及び溶液の入口温度、及び前記高温水の前記溶液加熱手段への循環量の複数の値に対してあらかじめ計測により定められた高温水と熱量をその内容とする第1のテーブルを有し、

各時点において検出した前記高温水の入口温度が前記溶液の入口温度より大きいという第1の条件が成立しているときは、前記エンジンの運転状態に応じて定まるところの前記溶液加熱手段へ循環させることのできる前記高温水の最大循環量と、前記検出した高温水の入口温度及び溶液の入口温度に対応する高温水と熱量の値を前記第1のテーブルから読み出してその出力値とし、前記第1の条件が成立していないときは、その出力を0とすることを特徴とする運転制御方法。

【請求項8】 請求項5に記載の運転制御方法において、前記第2の演算手段は、前記エンジンへの入力あるいは出力の複数の値に対してあらかじめ計測により定められた高温水と熱量をその内容とする第1のテーブルを有し、

各時点において検出した前記高温水の入口温度が前記溶液の入口温度より大きいという第1の条件が成立しているときは、検出したエンジンの入力あるいは出力に対応する高温水と熱量の値を前記第1のテーブルから読み出してその出力値とし、前記第1の条件が成立していないときは、その出力を0とすることを特徴とする運転制御方法。

【請求項9】 請求項5に記載の運転制御方法において、前記第3の演算手段は、前記補助溶液加熱手段への排気ガスの入口温度及び溶液の入口温度、及び前記排気ガスの前記補助溶液加熱手段への貫流量の複数の値に対してあらかじめ計測により定められた排気ガスと熱量をその内容とする第2のテーブルを有し、各時点において検出した前記排気ガスの入口温度が前記

溶液の入口温度より大きいという第2の条件が成立しているときは、前記エンジンの運転状態に応じて定めるところの前記補助溶液加熱手段へ貫流させることのできる前記排気ガスの最大貫流量と、前記検出した排気ガスの入口温度及び溶液の入口温度に対応する排気ガスと熱量の値を前記第2のテーブルから読み出してその出力値とし、

前記第2の条件が成立していないときは、その出力を0とすることを特徴とする運転制御方法。

【請求項10】 請求項5に記載の運転制御方法において、前記第3の演算手段は、前記エンジンへの入力あるいは出力の複数の値に対してあらかじめ計測により定められた排気ガスと熱量をその内容とする第2のテーブルを有し、

各時点において検出した前記排気ガスの入口温度が前記溶液の入口温度より大きいという第2の条件が成立しているときは、検出したエンジンの入力あるいは出力に対応する排気ガスと熱量の値を前記第2のテーブルから読み出してその出力値とし、

前記第2の条件が成立していないときは、その出力を0とすることを特徴とする運転制御方法。

【請求項11】 請求項5に記載の運転制御方法において、前記高温水循環量制御手段及び前記排気ガス貫流量制御手段の少なくとも1つの手段に対する前記動作制御は、その流量を0とするオフ状態と最大とするオン状態のいずれかとするオンオフ制御であることを特徴とする運転制御方法。

【請求項12】 請求項5に記載の運転制御方法において、前記高温水循環量制御手段及び前記排気ガス貫流量制御手段の少なくとも1つの手段に対する前記動作制御は、その流量を連続的に変化させる制御であることを特徴とする運転制御方法。

【請求項13】 請求項5に記載の運転制御方法において、前記バーナーに対する熱入力の要求が前記バーナーで可能な最小燃焼能力以下となるときには、バーナーの燃焼を停止するようにしたことを特徴とする運転制御方法。

【請求項14】 請求項5に記載の運転制御方法において、前記バーナーに対する熱入力の要求が前記バーナーで可能な最小燃焼能力以下となるときには、バーナーを前記最小燃焼能力で常に燃焼させるようにしたことを特徴とする運転制御方法。

【請求項15】 請求項5に記載の運転制御方法において、前記利用する熱源の優先順位の第1を排気ガスとし、排気ガスの熱利用だけでは不足の時は高温水を第2の熱源として利用し、さらに不足の時はバーナーの燃焼を第3の熱源として利用することを特徴とする運転制御方法。

【請求項16】 請求項5に記載の運転制御方法において、前記利用する熱源の優先順位の第1を排気ガスと

し、排気ガスの熱利用だけでは不足の時はバーナーの燃焼を第2の熱源として利用し、さらに不足の時は高温水を第3の熱源として利用することを特徴とする運転制御方法。

【請求項17】 請求項7または8に記載の運転制御方法において、前記第2の演算手段で算出された高温水と熱量が0の時は、前記高温水を前記溶液加熱手段へ循環させないことを特徴とする運転制御方法。

【請求項18】 請求項9または10に記載の運転制御方法において、前記第3の演算手段で算出された排気ガスと熱量が0の時は、前記排気ガスを前記補助溶液加熱手段へ貫流させないことを特徴とする運転制御方法。

【請求項19】 請求項6に記載の運転制御方法において、前記最大熱入力の限界の値を、前記高温再生器の溶液温度があらかじめ定められた温度範囲にあるときの値よりも、前記温度範囲にないときの値を小さく設定するとともに、前記吸収冷温水機の冷却水温度があらかじめ定められた閾値以上の時の値よりも以下の時の値を小さく設定することを特徴とする運転制御方法。

【請求項20】 請求項5に記載の運転制御方法において、そのときの吸収冷温水機の運転条件に応じてその溶液循環量を可変制御することを特徴とする運転制御方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、発電と冷暖房を同時に行うことのできるエンジン排熱利用吸収式コージェネシステムとその運転制御方法に関し、特に吸収冷温水機に発電機用エンジンの排熱を熱回収して冷暖房に利用するエンジン排熱利用吸収式コージェネシステムとその運転制御方法に関する。

【0002】

【従来の技術】発電用エンジンの排熱を吸収冷温水機の駆動熱源として利用する吸収式コージェネシステムとしては、例えば特開平7-218017号公報記載のものがある。このシステムでは、エンジンからの排熱としての温排水や低圧蒸気を冷温水機の外部温熱源として利用し、吸収式冷温水機の高温溶液熱交換器と低温溶液熱交換器を含む稀溶液ラインの稀溶液と上記外部温熱源との間で熱交換を行って、吸収式冷温水機で上記排熱を有効利用するようにしたものである。

【0003】また、エンジンの冷却水と排気ガスの双方の排熱を利用するものとして、排気ガスと水との間で熱交換を行って得た温水と、エンジン冷却水（ジャケット温水）で再生器を加熱するもの（特開平3-129268号）、排気ガスボイラーを設けてこれと高温再生器とを熱的に連結し、かつエンジン冷却水系統と低温再生器とを熱的に連結したもの（特開平2-130247号）などがある。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】上記した冷却水と排気ガスの双方を利用した従来技術では、排熱を駆動源とした排熱高温再生器と、バーナーによる直焚き高温再生器とに吸収溶液を直列に供給する構成は考慮されていない。

【0005】本発明の目的は、エンジン冷却水により稀溶液を加熱するとともに、上記排熱高温再生器として排気ガスを用いた排気ガス高温再生器を用い、さらに排温水、排気ガス、及び直焚き燃料の供給量を各部の温度や圧力にもとづいて制御し、効率が良く安全かつ立ち上がり特性の優れた吸収式コージェネシステムを提供するにある。

【0006】

【課題を解決するための手段】上記の目的を達成するために、本発明は、少なくとも高温再生器、低温再生器、凝縮器、蒸発器、吸収器、低温熱交換器、高温熱交換器をその構成要素として備えた吸収冷水機と、発電機駆動用エンジンのジャケット冷却により生じた高温水と前記吸収冷水機内を流れるサイクルの溶液との間で熱交換を行うための溶液加熱手段と、前記高温水を前記溶液加熱手段に循環させるための高温水循環手段と、前記エンジンの排気ガスと前記吸収冷水機内を流れるサイクルの溶液との間で熱交換を行うための補助溶液加熱手段と、前記排気ガスを前記補助溶液加熱手段に貫流させるための排気ガス導入手段と、前記高温再生器に備えられたバーナーへの燃料供給量を制御するための燃料制御手段と、前記溶液加熱手段に循環させる高温水の循環量を制御するための高温水循環量制御手段と、前記補助溶液加熱手段に貫流させる排気ガスの貫流量を制御するための排気ガス貫流量制御手段と、を有することを特徴とするエンジン排熱利用吸収式コージェネシステムを開示する。

【0007】また、本発明は、上記のエンジン排熱利用吸収式コージェネシステムにおいて、前記補助溶液加熱手段が、前記高温熱交換器から前記高温再生器に至る希溶液と前記高温水との間で熱交換を行うように配置されたことを特徴とするエンジン排熱利用吸収式コージェネシステムを開示する。

【0008】また、本発明は、上記のエンジン排熱利用吸収式コージェネシステムにおいて、前記吸収冷水機の高温熱交換器を流出した希溶液を2分し、その一方を高温再生器で加熱濃縮し、他方を前記補助溶液加熱手段で加熱濃縮する構成としたことを特徴とするエンジン排熱利用吸収式コージェネシステムを開示する。

【0009】また、本発明は、上記のエンジン排熱利用吸収式コージェネシステムにおいて、前記補助溶液加熱手段が、前記高温再生器で濃縮された後の溶液と前記高温水との間で熱交換を行うように配置されたことを特徴とするエンジン排熱利用吸収式コージェネシステムを開示する。

【0010】さらに、本発明は、上記のエンジン排熱利用吸収式コージェネシステムの運転制御方法であって、前記吸収冷水機に要求されている所要冷暖房能力を算出するための第1の演算手段と、前記溶液加熱手段により前記高温水から前記吸収冷水機の溶液サイクルへ取り込み可能な高温水と熱量を算出するための第2の演算手段と、前記補助溶液加熱手段により前記排気ガスから前記溶液サイクルへ取り込み可能な排気ガスと熱量を算出するための第3の演算手段とを設けるとともに、前記第1の演算手段により算出された所要冷暖房能力を実現するための熱源としての前記排気ガス、高温水、及びバーナーを利用する優先順位をあらかじめ定めておき、前記所要冷暖房能力、前記高温水と熱量、前記排気ガスと熱量の大きさの関係と前記優先順位に基づいて前記燃料制御手段、前記高温水循環量制御手段、及び前記排気ガス貫流量制御手段の動作制御を行うことを特徴とする運転制御方法を開示する。

【0011】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を説明する。図1は、本発明になる吸収式コージェネシステムの一構成例を示す系統図で、エンジン60、発電機61、制御盤62を備えた発電モジュール80と、溶液加熱手段70、補助溶液加熱手段99を有する吸収冷水機81を備えた排熱利用吸収冷水機82、空調機85、冷却塔87、放熱器64などから構成されている。発電モジュール80には、ターボチャージャーで圧縮された空気を冷却するインタークーラー冷却水、エンジン用の燃料、空気、保安機器用の補助商用電力等が供給され、電力を発生するとともに排気ダクトより高温排気ガスが排出され、また、エンジン60のジャケット冷却水63は高温水熱交換器68を介して高温水78として排出される。一方、排熱利用吸収冷水機82では、燃料が燃料制御手段26を介してバーナー25に供給され、燃焼室29で燃焼されて高温再生器の溶液を加熱する。また、発電モジュール80からの高温水78は、高温水循環量制御手段77により高温水導入導管71を経由して溶液加熱手段70を貫流し、吸収サイクルの溶液を加熱して熱エネルギーを与える。さらに、発電モジュール80からの排気ガス98は排気ガス貫流量制御手段100を経由して補助溶液加熱手段99に送られ、吸収サイクルの溶液を加熱して熱エネルギーを与える。排熱利用吸収冷水機82で生成された冷温水83は、冷温水循環手段により空調機85に送られ、冷暖房に供される。もちろん、冷温水83の代わりに高圧冷媒などの潜熱熱媒体であっても同様の機能を発揮できる。

【0012】次に、図2により排熱利用吸収冷水機82の構成について説明する。まず、吸収冷水機は高温再生器1、低温再生器2、凝縮器3、蒸発器4、吸収器5、低温熱交換器6、高温熱交換器7、溶液循環ポンプ8、冷媒スプレーポンプ9、溶液スプレーポンプ10等

からなる。これに、高温水78により溶液を加熱する溶液加熱手段70、エンジン排気ガス98と熱交換して溶液を加熱する補助溶液加熱手段99を配置したものが排熱利用吸収冷温水機82の構成である。

【0013】次に、排熱利用吸収冷温水機82の冷房運転について説明する。高温再生器1の臭化リチウム濃度の薄い希溶液は、バーナー25(図1)の燃焼ガスにより加熱されて沸騰して冷媒蒸気を発生し、濃縮される。高温再生器1で発生した蒸気は、エリミネータ30aを経由して低温再生器2の伝熱管内で管外を流下する希溶液と熱交換して凝縮液化し、絞り16を経由して凝縮器3に流入する。低温再生器2で加熱された溶液は、冷媒蒸気を発生するとともに濃溶液となる。低温再生器2の発生蒸気は溶液ミスト除去手段であるエリミネータ30bを経由して凝縮器3に流入し、伝熱管内を流れる冷却水86により冷却されて凝縮液化する。凝縮器3で生成した冷媒液は冷媒液タンク21aに貯えられ、冷媒流量調節手段である冷媒流量調節弁13を経由して蒸発器4に流入する。蒸発器4の下部の冷媒液タンク21bの冷媒液は、冷媒スプレーポンプ9により冷媒散布手段20から蒸発器伝熱管群上に散布されて、管内を流れる冷水を冷却して蒸発気化する。この際の蒸発潜熱を冷水から奪うことにより冷房作用を発揮する。一方、高温再生器1で生成された濃溶液はフロートボックス34に溢流し、高温熱交換器7を経由して絞り15、低温再生器2の気相部に連絡した自己蒸発器35を経由して低温再生器2からの濃溶液と合流し、溶液スプレーポンプ10により低温熱交換器6を経由して吸収器5に導かれ、溶液散布手段19により吸収器伝熱管群上に散布されて、管内を流れる冷却水86により冷却されるとともに、蒸発器4からの冷媒蒸気を吸収して希釈される。吸収器5で生成された希溶液は希溶液タンク22に落下し、溶液循環ポンプ8により送出され、低温熱交換器6で濃溶液と熱交換されて予熱され、2分されて、一方は低温再生器2に送られる。また、他方は溶液加熱手段70において高温水78により加熱され、さらに高温熱交換器7において濃溶液と熱交換して予熱され、フロートボックス34内に配置された高温再生器溶液循環量制御手段14を経由して補助溶液加熱手段99に導かれ、エンジン排気ガス98と熱交換して加熱され、高温再生器1に流入して一巡する。

【0014】以上のようにして、排熱利用吸収冷温水機82は、エンジン60の排気ガス98の熱エネルギー、ジャケット冷却水63の熱エネルギーを一部利用して、2重効用パラレルフロー吸収冷凍サイクルを構成している。そしてこの構成によると、高温再生器1に流入する希溶液と排気ガス98とを熱交換しているが、希溶液の沸点が低温であり、熱交換温度差を大きくとれるから、熱交換器を小形化、あるいは排熱利用率を高くできるとともに、排出ガス温度を低温にできるという効果が得ら

れる。

【0015】次に、図2により、排熱を利用した吸収冷温水機82の暖房運転について説明する。暖房時は冷暖房切替弁11が開放されて、高温再生器1の発生蒸気は蒸発器4・吸収器5のシェルに導入され、蒸発器4の伝熱管内を流れる温水を加熱して凝縮液化し、冷媒液タンク21bに落下する。冷媒液タンク21bの冷媒液は、冷媒液タンクの冷媒液排出手段である冷媒ポンプ9と冷媒ブロー弁12を経由して、吸収器5に排出される。吸収器5に流入した冷媒液は溶液と混合して希溶液となり、溶液循環ポンプ8により送出され、低温熱交換器6で濃溶液と熱交換されて予熱され、2分されて、一方は低温再生器2に送られる。また、他方は溶液加熱手段70において高温水78により加熱され、さらに高温熱交換器7において濃溶液と熱交換して予熱され、フロートボックス34内に配置された高温再生器溶液循環量制御手段14を経由して補助溶液加熱手段99に導かれ、エンジン排気ガス98と熱交換して加熱され、高温再生器1に流入して、バーナー25の燃焼熱により追い焚きされて冷媒蒸気を発生し、再び蒸発器4・吸収器5のシェルに冷暖房切替弁11を経由して流入するサイクルを構成する。一方、高温再生器1の濃溶液はフロートボックス34に溢流し、高温熱交換器7を経由して絞り15、低温再生器2の気相部に連絡した自己蒸発器35を経由して低温再生器2からの溶液と合流し、溶液スプレーポンプ10により低温熱交換器6を経由して吸収器5に導かれ、溶液散布手段19により吸収器伝熱管群上に散布されて流下し、蒸発器4の冷媒液タンク21bからの液冷媒と混合して希溶液となる。なお、このとき低温再生器2では、溶液が単に循環するだけである。また、冷媒液タンク21aの冷媒液は冷媒流量調節弁13を開放して蒸発器4に送られ、冷媒ポンプ9により弁12を経由して吸収器5に送られ、サイクル内の溶液濃度を薄くしている。以上のように暖房の場合でも、排熱利用吸収冷温水機82はエンジン60の排気ガス98の熱エネルギー、ジャケット冷却水63の熱エネルギーを一部利用して、2重効用パラレルフロー吸収暖房サイクルを構成している。

【0016】以上のようにして、本発明ではエンジンジャケットの冷却水のみでなく、その排気ガスの排熱も利用することで吸収冷温水機の効率を高めているが、さらにこれら排熱の利用をより有効とするための運転制御方法について以下に説明する。図3は、その運転制御方法を示すフローチャートであり、図2の制御盤32により予め定められた周期でもってサイクリックに実行される。

【0017】まず、空調機85が運転され、吸収冷温水機の運転スイッチが入れると、発電モジュール80が運転されているかどうかのチェックをする(ステップ301)。このチェックのためには、発電モジュール8

0が運転されエンジン60が運転されると、排気ダクトには1kPaレベルの高い脈動風圧がかかるので、これを圧力センサー115で検出し、発電モジュール80の運転信号とする。あるいは排気ガスダクトに設けた温度計により排気ガスの温度を検出し、その温度が所定値を越えているか否かでもって判定することもできる。これらの方法によると、発電モジュール80の制御盤62と冷温水機の運転制御盤32との信号のやり取りが不要となり、構成を簡単にできるのでよい。上記のチェックの結果、発電モジュール80もエンジン60が運転されていない場合は、吸収冷温水機単独運転モードに入る。すなわち、高温水循環量制御手段77がコントロールされて、溶液加熱手段70へ高温水が送られないようにセットされる。同様に、排気ガス貫流量制御手段100がコントロールされて、排気ガスは補助溶液加熱手段99を貫流せず、排気ガスバイパスダクト114へ送られる。ステップ301のチェックの結果、発電モジュール80のエンジン60が運転されていたと判定されたときは、吸収冷温水機排熱利用運転モードになる。すなわち、冷暖房負荷状況と排気ガス及び高温水から回収可能な熱量とを比較演算してバーナー25への熱料流量が制御される。以下、この吸収冷温水機排熱利用運転モードの動作を説明する。

【0018】この運転モードではまず、吸収冷温水機の冷温水データと目標とする冷温水温度の設定値から、冷暖房負荷、すなわち現時点で要求される所要冷暖房能力QHを推算する(ステップ302)。このためには、まず、温度センサー89、90により検出した冷温水83の入口温度 t_{EW1} 、同出口温度 t_{EW2} と、冷温水流量WEとから、

$$【数1】QE = CE \cdot WE (t_{EW1} - t_{EW2})$$

により現時点の冷暖房能力(出力)を求める(CEは定数)。ここで、冷温水流量を可変にしているシステムの場合は、その冷温水流量WEの情報として、例えば蒸発器4の冷温水出入口差圧 ΔP_{EW} の検出値から、流量WEが差圧 ΔP_{EW} の約(1/2)乗に比例することを利用して推算できる。さらに上記の入口温度 t_{EW1} と設定水温 t_{EW10} との温度差

$$【数2】\Delta tE = t_{EW1} - t_{EW10}$$

を求め、さらにその値のT分後(T:数分程度)の値も求めて ΔtET とし、この温度差の時間的变化率

$$【数3】\eta = (\Delta tE - \Delta tET) / T$$

を求める。 ΔtE は冷房時は正、暖房時は負の値で、その絶対値が大きい程設定温度を実現するにはより多くの熱入力が必要としていることを意味しており、(数3)の時間変化率 η はその追加熱量の変化を予測する値である。そこで通常の制御系における比例、微分制御と同様に定めた制御要素の係数 α 、 β を用いて、上記(数2)(数3)から所要の追加冷暖房能力 ΔQE を

$$【数4】\Delta QE = \alpha \cdot \Delta tE + \beta \cdot \eta$$

と定める。従って、吸収冷温水機の全体としての所要冷暖房能力QHは

$$【数5】QH = QE + \Delta QE$$

によって求められる。

【0019】なお、上記の所要冷暖房能力QHはそのまま実出力の制御には使えない。すなわち、吸収冷温水機の熱サイクルには、最大熱入力限界QHmaxがある。これは、これ以上熱入力を与えると、サイクルの各部の蒸気流速が限界値を突破して気液分離が不十分になる限界であり、あるいはトラブルが発生したり、作動圧力が大気圧力を越えたりし、各種安全装置が作動し、運転が継続して行われない事態になる限界である。従って(数5)の値がこのQHmaxを越えたとしても、その熱量をサイクルに与えることはできないので、(数5)のQHは次の値としておく必要がある。

$$【数6】QH = \min(QE + \Delta QE, QH_{\max})$$

【0020】図3の次のステップ303では、その時点のエンジン運転状態のもとで高温水78から取り込める最大の熱量、すなわち高温水と熱量QWを算出する。高温水と熱量QWは、一般に次式で与えられる；

【数7】

$$QW = \begin{cases} fW(T_{h1}, T1, gW), & T_{h1} > T1 \\ 0, & T_{h1} \leq T1 \end{cases}$$

ここで T_{h1} は高温水の溶液加熱手段70の入口温度、 $T1$ は溶液の入口温度、 gW は高温水の流量(溶液加熱手段で利用できる最大の流量)である。同様にステップ304では、その時点のエンジン運転状態のもとで排気ガス98から取り込める最大の熱量、すなわち排気ガスと熱量QGを算出する。このQGも高温水の場合と同様に

【数8】

$$QG = \begin{cases} fG(T_{h2}, T2, gG), & T_{h2} > T2 \\ 0, & T_{h2} \leq T2 \end{cases}$$

で与えられる。ここで T_{h2} は排気ガスの補助溶液加熱手段99への入口温度、 $T2$ は溶液の入口温度、 gG はエンジンから出力される排気ガスの流量(補助用液加熱手段で利用できる最大の流量)である。また、 fW 、 fG は()内の値を変数とする関数で、それぞれ溶液加熱手段70及び補助溶液加熱手段99の特性として予め計測してテーブルの形式で求めておくものとする。またどちらの溶液加熱手段においても、(数7)(数8)に示したように、高温水あるいは排気ガスの入口温度が当該溶液加熱手段の溶液温度以下のときは、当該熱量を0とする。

【0021】(数7)(数8)における変数の内、各溶液加熱手段70および99の入口における溶液の温度 $T1$ 及び $T2$ は、それぞれを計測するために設置された温度センサー79及び118により検出する。一方、高温水及び排気ガスの入口温度 T_{h1} 、 T_{h2} 及び流量 gW 、 gG の検出方法としてはいくつかの方法があるが、少なくとも各入口温度 T_{h1} 、 T_{h2} は、溶液温度 $T1$ 、 $T2$ とそれぞれ

比較して各溶液加熱手段の運転をするか否かの判定を行う必要があるため、これら温度 $T1$ 、 $T2$ は直接測定しなければならない。このため、温度センサー76及び116が設置されている。また流量 gW 、 gG については、やはりこれらを直接的に検出することができる。すなわち、高温水の流量 gW は、高温水循環手段72(図1)の運転状態から容易にわかる。一方、排気ガス流量 gG は、排気ガス取り入口に設けた圧力センサー115の検出した圧力から容易に推算できる。この直接的な方法では、与熱量算出に必要な量はすべて排熱利用吸収冷温水機82内のセンサーから得ることができる。

【0022】また、発電用ガスエンジンでは、その入力(発電用熱量の流量あるいは出力(電力)の値と、排気ガスの温度、流量、及び高温水の所要放熱量との関係が予め計測されて与えられているので、これらのデータと(数7)(数8)の関数 fW 、 fG とからエンジンの入力 Pin または出力 $Pout$ と高温水と熱量 QW 及び排気ガスと熱量 QG を直接関連づけた関数 $fW1$ 、 $fG1$;

【数9】

$$QW = fW1(Pin \text{ or } Pout)$$

$$QG = fG1(Pin \text{ or } Pout)$$

を予めテーブル形式で作成しておくこともできる。図8

熱回収個所によるバーナー25への熱入力節約寄与

熱 源	熱 量	冷暖房能力	規定換算熱量
燃焼ガス (バーナー25)	PB	$QHB = C0PB$	PB
高温水 (溶液加熱手段70)	PW	$QHW = C1PW$	$(C1/C0)PW$
排ガス (補助溶液加熱手段99)	PG	$QHG = C0PG$	PG

【0024】バーナー25の燃焼ガスによる加熱で入る熱エネルギー PB は高温再生器1に与えられ、これが吸収冷凍サイクルにより冷房能力 QHB に変換される。このときの換算係数はいわゆる成績係数(COP)であり、それを $C0$ とする。溶液加熱手段70にて高温水から熱回収する場合には、吸収冷凍サイクルによって冷房能力への寄与が異なり、その換算係数を $C1$ とする。従って、溶液加熱手段70で回収された熱量 PW は、高温再生器1にバーナー25からの燃焼ガスで与える熱量を $(C1/C0)PW$ だけ節約する。また、補助溶液加熱手段99において排気ガスから熱回収する場合には、高温再生器1とはほぼ同じ効果があり、換算係数は $C0$ としてよい。従って、補助溶液加熱手段99で回収された熱量 PG は、高温再生器1にバーナー25からの燃焼ガスで与える熱量を PG だけ節約する。

【0025】以上は冷房の場合であったが、暖房の場合はその熱サイクル構成から表1の成績係数はすべて等し

は、上記のようにして求めたエンジン入力 Pin に対する高温水と熱量 QW 及び排気ガスと熱量 QG の例を示している。なお、この方法では、エンジンの入力 Pin または出力 $Pout$ の値を発電モジュール80から排熱利用吸収冷温水機82の制御盤32へ取り込む必要がある。

【0023】以上のようにして、吸収冷温水機に要求される所要冷暖房能力 QH 、そのときのエンジン運転状態のもとで利用可能な高温水からの熱量、すなわち高温水と熱量 QW と排気ガスからの熱量、すなわち排気ガスと熱量 QG が算出されると、次にこれらのデータをもとに実際に溶液加熱手段70及び補助溶液加熱手段99へ流す高温水78及び排気ガス98の流量制御を行うが、このためには吸収冷温水機の冷暖房能力とバーナー、溶液加熱手段、及び補助溶液加熱手段からの入熱量との関係を整理しておく必要がある。表1は、冷房運転時の各熱源から入る熱エネルギーと、それが吸収冷凍サイクルにより変換されて冷房能力になる際の関係、並びに、バーナー25の燃焼ガスの熱エネルギーで発揮される冷房能力を基準とした、各熱源熱エネルギーの規定換算熱量、すなわち、熱回収個所によるバーナー25への熱入力の節約寄与を表している。

【表1】

く、それを $C0$ とかくものとする。但し暖房の時の $C0$ の値と冷房の時の $C0$ とは同じではないが、簡単のため同じ記号を用いる。

【0026】さて、図3へ戻って、バーナーの燃焼量、高温水及び排気ガスの実際の流量制御を説明する。この制御の基本は、表1に示した各入熱源からの入熱量 PB 、 PW 、 PG による冷暖房能力の和が、前に求めた(数6)の所要冷暖房能力 QH となるように制御することである;

$$【数10】 QH = QHB + QHW + QHG$$

さらにこの条件を満たすのに、高温水及び排気ガスの熱量を優先的に利用し、それでも不足の時にバーナーから入熱を行うようにして、排熱をなるべく有効に利用する。

【0027】このために、まず図3のステップ305で、

$$【数11】 QH > QHBmin + C1 \cdot QW + C0 \cdot QG$$

が成立するかを調べる。ここで Q_{HBmin} は、バーナー25で燃焼可能な最小の入熱量を P_{Bmin} とすると

$$【数12】 Q_{HBmin} = C_0 \cdot P_{Bmin}$$

で与えられる定数である。(数11)が成立するのは、高温水及び排気ガスからの利用可能な入熱量 Q_W 、 Q_G をすべて用いてもバーナー25からその最小熱入力 P_{Bmin} 以上の入力が必要なことを意味している。従ってこのときは

$$【数13】 PB = Q_H / C_0 - (C_1 / C_0) Q_W - Q_G$$

という熱量がバーナーから出力されるようにバーナー25の熱量制御を行う(ステップ305)。但し、バーナー25から出力できる熱量には限界があるからその最大値を P_{Bmax} とすると、(数13)は次のようにする必要がある；

$$【数14】$$

$$PB = \min (Q_H / C_0 - (C_1 / C_0) Q_W - Q_G, P_{Bmax})$$

【0028】さらに次のステップ306で、

$$【数15】$$

$$PW = Q_W$$

$$PG = Q_G$$

とする。ここで $PW = Q_W$ とすることは、高温水循環量制御手段77を制御して高温水78がすべて溶液加熱手段70を通るようにし、同時に高温水バイパス手段74を制御して高温水が放熱器64をバイパスしてここでの放熱が起こらないようにすることにより、高温水からの利用可能な入熱量 Q_W を全部利用するようにすることである。但し(数7)で説明したように、もし高温水の入口温度 $Th1$ が溶液の入口温度 $T1$ より低いときは、溶液から高温水の方へ熱がとられてしまう。従って $Q_W = 0$ のときは溶液加熱手段70へ高温水は通さないで、高温水の放熱を放熱器64で行うようにする。

【0029】また、(数15)の $PG = Q_G$ とすることの意味も高温水の場合と同様で、 $Q_G > 0$ ならばガス流量制御手段100を制御して排気ガスを全部補助溶液加熱手段99へ導入して排気ガスから利用可能な排気ガスと熱量 Q_G を全部利用する。但し排気ガスの入口温度 $Th2$ が溶液入口温度 $T2$ より低いときは $Q_G = 0$ となっており、このときは排気ガスを補助溶液加熱手段99へは通さない。

【0030】ステップ305の判定で(数11)の条件が成立しなかったときは、 $PB = 0$ 、即ちバーナー25の出力を止める(ステップ307)。これは少なくとも、バーナー25に要求される熱量が小さくて最小の入熱量 P_{Bmin} 以下を意味しているからである。そして次に

$$【数16】 C_1 \cdot Q_W + C_0 \cdot Q_G < Q_H (\leq Q_{HBmin} + C_1 \cdot Q_W + C_0 \cdot Q_G)$$

が成立するかを調べる(ステップ308)。この条件が成立しているときは、高温水と排気ガスからはその利用可能熱量 Q_W 、 Q_G をすべて用いる必要があるので前述のステップ306へ進む。しかし(数16)の条件が満た

されないときは、さらに

$$【数17】 C_0 \cdot Q_G < Q_H (\leq C_1 \cdot Q_W + C_0 \cdot Q_G)$$

が成立するかを調べる(ステップ309)。この条件が成立するのは、所要冷暖房能力 Q_H が $C_1 \cdot Q_W + C_0 \cdot Q_G$ よりは小さいが、排気ガスと熱量 $C_0 \cdot Q_G$ からの寄与 Q_H よりは大きいときであるので、高温水の溶液加熱手段70への導入をやめて高温水の放熱を放熱器64で行うようにし($PW = 0$)、排気ガスを全量補助溶液加熱手段99へ導入する(ステップ310)。むしろ排気ガスの入口温度 $Th2$ が溶液入口温度 $T2$ より低いとき、即ち $Q_G = 0$ のときはこの排気ガス導入も行わない。ステップ309の条件も成立しないときは、高温水も排気ガスも利用しない状態、即ち $PW = PG = 0$ とする(ステップ311)。

【0031】以上に説明したように、図3に示した運転制御方法では、ステップ302で算出した所要冷暖房能力 Q_H を、なるべく排気ガス及び高温水の排熱を利用して実現し、それでも不足とするときだけバーナーからの入熱を行うように制御しているので、経済的な運転が可能になる。また、ステップ305でバーナー25の燃焼は所要量に応じて連続的に制御されるが、高温水及び排気ガスの流量制御はその利用可能な熱量 Q_W 、 Q_G をすべて使うか0とするかのいわばオンオフ制御をステップ306、310、311で行っている。このようにすることで制御系が簡単になり、経済的構成が可能であるという特徴がある。

【0032】次に図3に示したフローの変形について説明する。その第1は、ステップ310に於て $PW = 0$ とする制御を変更するものである。ステップ309からステップ310へ移行したときは、ステップ308の条件である(数16)が成立せず、かつステップ309の条件である(数17)が成立しているから、

$$【数18】 C_0 \cdot Q_G < Q_H \leq C_1 \cdot Q_W + C_0 \cdot Q_G$$

である。従って $Q_H - C_0 \cdot Q_G (\leq C_1 \cdot Q_W)$ に相当する熱量を高温水から取り込めば、前記オンオフ制御よりもより滑らかな温度制御が可能になる。従って第1の変形としては、図3のステップ310の制御を

$$【数19】$$

$$PW = Q_H / C_0 - (C_1 / C_0) \cdot Q_G$$

$$PG = Q_G$$

とする。ここで(数19)の第一式は次の制御を意味する。まず、高温水の最大流量を q_W 、高温水と熱量 Q_W に対して、流量 p_W のときに溶液加熱手段70からサイクルに実際に入力される熱量は流量に比例するので $p_W \cdot Q_W / q_W$ である。従って、この値が(数19)の第一式右辺と等しくなる流量 p_W ；

$$【数20】$$

$$p_W = (Q_H / C_0 - (C_1 / C_0) \cdot Q_G) (q_W / Q_W)$$

の高温水が溶液加熱手段70に流れるように高温水循環量制御手段77の開度をアナログ的に制御するのが(数

19) 第一式の意味である。但し $QW=0$ のときは $PW=0$ とするのはステップ306と同様である。この変形によると、図3のオンオフ制御よりも温度制御が滑らかとなり、快適性が増大する。

【0033】図3のフローの第2の変形は、ステップ311において $PG=0$ とする制御を変更するものである。このステップ311では、(数17)が不成立であるので

【数21】

$PW=0$

$PG=QH/C0$

とするように制御する。このためには、排気ガスの最大流量 qW 、排気ガスと熱量 QG に対して、

【数22】 $pG=(QH/C0) \cdot (qG/QG)$

だけの流量 pG が補助溶液加熱手段99に流れるように排気ガス貫流量制御手段100の開度をアナログ的に制御すればよい。なお、この場合、所要冷暖房能力 $QH \leq 0$ 、あるいは排気ガスと熱量 $QG=0$ のときは排気ガスを利用しないよう $PG=pG=0$ とすることはいうまでもない。このように、排気ガスからの入熱をアナログ的に利用することによっても前記第1の変形と同様な効果が得られる。さらに前記第1の変形とここで述べた第2の変形を組み合わせれば、即ち図3のステップ310で高温水からの入熱量 PW をアナログ的に制御し、かつステップ311で排気ガスからの入熱量 PG をアナログ的に制御する構成とすれば、より滑らかで快適な温度制御が可能になる。

【0034】図3の第3の変形を図4に示す。この図4のフローチャートは、図3のステップ307~309の部分のステップ407、408のように変更したもので、バーナー25は少なくとも可能な最小燃焼量だけは常に燃焼しているように制御する運転制御方法を示している。即ち、まず(数11)に示したステップ305の条件が満たされているときは図3と同様であって、高温水及び排気ガスから利用可能な熱量 QW 、 QG をすべて利用し、不足分をバーナーから入熱する(ステップ305、306)。一方、ステップ305の条件が不成立のときは $PB=PBmin$ 、即ちバーナーをその最小の燃焼量で燃焼させる(ステップ407)。そして条件

【数23】 $QH-QHmin > C0 \cdot QHG$

が成立するかを調べ(ステップ408)、成立しているときは排気ガスと熱量 QG を全部利用し、高温水は利用しない(ステップ310)。また(数23)で示したステップ408の条件が不成立のときは排気ガスからの入熱も止める(ステップ311)。

【0035】図4に示した運転制御方法によると、バーナーは少なくともその最小燃焼量だけはつねに燃焼している。一般に、バーナーはその着火のたびにプリバージ、消火のたびにポストバージをして、高温再生器1内の燃焼室に空気を貫流させるので、せっかく加熱した溶

液から放熱損失が起こるが、図4の制御方法によれば最小燃焼状態を維持することで上記のような放熱損失を大幅に減らすことができ、とくに熱負荷の小さい春、秋等の中間季節に於ける省エネ化に効果がある。

【0036】なお、図4では高温水及び排気ガスの排熱利用はステップ310、311に示したようにオンオフ制御によるものとしているが、図3の第1及び第2の変形として説明したように、この排熱の一方又は双方をオンオフ制御ではなくアナログ的な制御とすることも可能であり、その場合にはより快適な温度制御の効果が得られることも同様である。

【0037】以上、図3又は図4とそれらの変形にもとづく運転制御方法を説明したが、さらに効率、快適性、及び安全性を考慮した運転制御方法として、吸収冷温水機への熱入力限界 $QHmax$ 及びサイクルの溶液循環量を可変とする方法がある。これらの制御方法は吸収冷温水機の制御方法として既知のものであるが、本発明のコージェネシスシステムに適用することで更にその効果を発揮することができるものである。

【0038】まず、熱入力限界 $QHmax$ は高温再生器1の溶液温度 THG がある温度範囲、例えば $80^{\circ} \sim 160^{\circ}C$ の範囲では熱入力限界 $QHmax$ を大きめに設定し、その範囲より高温あるいは低温のときは熱入力限界 $QHmax$ を小さめに設定する。また、冷却水温度 $TWci$ が高いときは熱入力限界 $QHmax$ を小さく設定する。温度 THG あるいは $TWci$ が低い場合に熱入力限界 $QHmax$ を小さくするのは、これは運転開始時等に生じるが、高温再生器1の圧力が低下しているために沸騰熱伝達率が低くなり、伝熱面と液の温度差が大きくなって腐蝕劣化が起こり易くなるので、これを防止するためである。また高温再生器の溶液温度が高いときも、伝熱面温度の上昇によりやはり腐蝕劣化が起こり易くなるから、熱入力限界 $QHmax$ を小さめにして熱交換温度差を小さくし、この腐蝕を防止する。なお、この熱入力限界 $QHmax$ の制御を行う際に、高温再生器1の溶液温度 THG に代わって、低温再生器2の溶液温度 TLG を用いても同様な制御が行える。

【0039】次に、サイクルの溶液循環量の制御について述べる。この制御は、低温再生器2の溶液出口温度、高温再生器1の発生冷媒が低温再生器2の熱交換器内で凝縮液化した凝縮した凝縮温度、蒸発器4の温度、吸収器5の溶液出口温度、凝縮器3の凝縮温度、高温再生器1の温度(THG)などからデューリングの関係により各部の溶液温度を既知の方法により推算してサイクル計算を行い、高効率サイクルを実現するための溶液循環量を算出して、現状の流量と比較して、溶液循環ポンプ8及び溶液スプレーポンプ10の回転数制御により最適なサイクルを実現させるものである。この制御には、異なる2つの目的が設定できる。即ち、

1) 排熱利用による省エネルギーを重視し、ガスエンジン60の排熱を利用する運転モード。

2) 冷暖房の快適性を重視し、できるだけ早く目標冷暖房能力を発揮させる運転モード。

このうち、1) はできるだけ冷水温度が高く、あるいは温水温度が低くなるように運転される。即ち、1) の運転モードの場合は自動的に冷房運転時の冷水設定温度を2度程度高く設定し、また、暖房運転時の温水温度を5度以上低温に設定するようにする。また、2) の場合は、熱入力の時間遅れを計算して、応答の早い熱源、即ち、排気ガス熱利用重視になり、ついで、追い焚きガスバーナーとなり、応答の遅い高温水利用は後になる。従って、エンジン60が運転されていても、高温水利用よりも早く追い焚きバーナー25が運転される制御となる。図3または図4に示した運転制御方法では、排熱の有効利用という観点から所要冷暖房能力 QH が小さいときはまず排気ガス、次に高温水、さらに大きな入熱が必要になるとバーナーの順で熱源を利用したが、この順序を目的に応じて入れ替えることは容易で、上記2) の場合は図3、図4の高温水とバーナーの利用順序を入れ替えた場合に該当する。

【0040】上記2つの運転モードは、数日間の負荷状況を記憶しておいてその負荷パターンと、その日の天候状況、例えば外気温度や気圧、風速、湿度などから自動的に切り替えて予測制御することが望ましく、特に、冷房時では外気が涼しく、そよ風が吹いているような比較的快適な状況では、1) の運転モードに切り替える。また、蒸し暑い場合や、日射のきつい場合は2) の運転モードに切り替える。さらに、暖房では、外気温が低く、風が強い場合は2) に切り替え、日中は温暖になるので1) に切り替える。このように、快適性検出演算してこれを基準に自動的に運転モードを切り替えることができるので、無駄に冷暖房することなく省エネ化を図れるとともに、快適な冷暖房ができるという効果が得られる。

【0041】以上で本発明の運転制御方法についての説明を終わり、次に本発明の吸収式コージェネシステムの特徴的な装置について説明する。図5及び図6は、図2に示した補助溶液加熱手段99と高温再生器1の構成例を示しており、図6は図5の右方より主に補助溶液加熱手段99を見た図である。補助溶液加熱手段99は、高温再生器1の溶液流出部に配置されたフロートボックス34内の溶液循環量制御手段14の一つであるフロート弁を経由した希溶液導管42とその一端が接続され、また他端は、高温再生器1の蒸気導管41の手前に配置されたエリミネータ30aのさらに手前側に接続されている。高温熱交換器7を経由した希溶液はフロート弁14を経由し、補助溶液加熱手段99の底部よりガス液熱交換器101に流入する。ここで、排気ガス98は排気ガス貫流量制御手段100によりコントロールされて排気ガス入口ヘッダ103から複数の上部ガス通路201aを貫流し、排気ガス反転ダクト109を経由して、複数の下部ガス通路201bを貫流し、溶液通路202を流

れる希溶液を加熱した後、排気ガス出口ヘッダ104を経由して排気ガス排気ダクト108に流出する。ここで、ガス通路201a同士の間、あるいはガス通路201b同士の間には溶液通路202が配置され、各ガス通路の壁面が伝熱壁となって溶液と排気ガスとを熱交換する構造となっている。特に、ガス通路の伝熱壁には伝熱フィンを配置したり、タービュランスプロモータを配置して伝熱性能を上げる工夫がなされている。また、該排気ガス出口ヘッダ104の下部にはドレン抜き105が配置されている。これは、運転開始時のまだ伝熱壁の温度が80℃以下で排気ガス98の水分が凝縮する温度レベルにある時に、ドレン抜き105を適宜あけて凝縮水を排出させ、ガス通路が凝縮水で閉塞することを防止するために設けられている。また、凝縮水のPHが極めて低いので、凝縮水を排出せずに長時間滞留させると構成機器の腐蝕劣化が進行するので、このためにはドレン抜きは不可欠である。

【0042】また、図5、図6の構成では、上部ガス通路201aのガス流路断面積を、下部ガス通路201bのガス流路断面積よりも広くしている。これにより、高温排気ガスが流れる上部ガス通路201aのガス流速が遅くなり、ガス側の熱伝達率が低下するので伝熱面の温度上昇を抑制できる。一方、下部ガス通路201bでは排気ガス温度が熱交換することにより低下しているので、より早いガス流速としてガス側の熱伝達率を上げて、小形化を図っている。これにより、腐蝕耐久性があり、かつ、小形軽量のガス液熱交換器101を提供することができる。

【0043】さらに、本構成では、希溶液をまず補助溶液加熱手段99に通して加熱沸騰させ、溶液導管106を経由してから高温再生器1に導入した。この構成によると、デューリングの関係から同一圧力でも溶液濃度が薄いほうが沸点が低いので、補助溶液加熱手段99にて排気ガス98との熱交換温度差を大きく取れる利点がある。これにより、ガス液熱交換器101を小形軽量化でき、あるいはガス液熱交換器101より排出される排気ガス温度をより低下させて排気ガス熱回収・利用効率を高くできる効果が得られる。

【0044】第7図は、図2の補助溶液加熱手段99の設置位置を変更した場合の例を示すもので、最初に希溶液を高温再生器1に供給し、次いで、補助溶液加熱手段99に流すように循環させたこと、高温再生器1を、その下部が燃焼室29、その上に伝熱管102群を配置して、燃焼ガスをバーナー25側から排気するようにしたこと、溶液流出孔であるフロートボックス34を補助溶液加熱手段99に配置したこと、エリミネータ30a、蒸気導管41を補助溶液加熱手段99に配置したこと、ガス液熱交換器101の排気ガスの通路を通路201の1つのみとしたこと、そしてガス液熱交換器101の液深を浅くしていることなどが前述の図5、図6の構成と

の相違点である。

【0045】以上の図7の構成によると、排気ガスからの回収熱量が多い場合、蒸気発生量の多い補助溶液加熱手段99の方にエリミネータ30aを配置したので、全体にコンパクトにできる効果がある。また、中間濃度の濃溶液と排気ガス98とを熱交換させるので沸点が高くなるため、熱交換温度差が小さくなる分、ガス液熱交換器101の溶液液深さを浅くでき、これによって冷媒蒸気が発生しやすいという効果が得られる。さらに、排気ガスの通路を上下に分割する必要もないので、熱交換器の排気ガス反転ダクト109が不要になり、かつ、返りの排気ガス通路が不要であるから安価に製作できるという効果がある。なお、ガス熱交換器101の部分に、図5、6と同様に、上下ガス通路を設けた構造とすることもできることはいうまでもない。

【0046】さらに補助溶液加熱手段の別の設置方法として、図示は省略するが、図2の高温熱交換機7を経由してきた希溶液を2分し、その一方を高温再生器1へ、また他方を補助溶液加熱手段へ供給してそれぞれで加熱濃縮し、それらの加熱濃縮した溶液を合流させた後に低温再生器2の方へと送る構成も可能である。

【0047】

【発明の効果】本発明によれば、発電用エンジンの排気ガス及びジャケット冷却水を介しての排熱を有効に利用することにより、吸収冷温水機における燃料消費量を大幅に削減することができ、また排気ガスとそれについて燃料を優先して使用することにより、応答の早い快適な冷暖房運転を行えるという効果がある。また本発明になる運転制御方法と排気ガス用の熱交換器を用いることにより、より安全、小型で効率のよい吸収冷温水機を実現することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明になる吸収式コジェネシステムの一構成例を示す系統図である。

【図2】図1のシステムにおける排熱利用吸収冷温水機の構成例を示す図である。

【図3】本発明の特徴とする吸収冷温水機の運転制御方法の一例を示すフローチャートである。

【図4】本発明の特徴とする吸収冷温水機の運転制御方法の別の一例を示すフローチャートである。

【図5】本発明になる補助溶液加熱手段の構成例を示す

図である。

【図6】図5の装置を別の角度からみた図である。

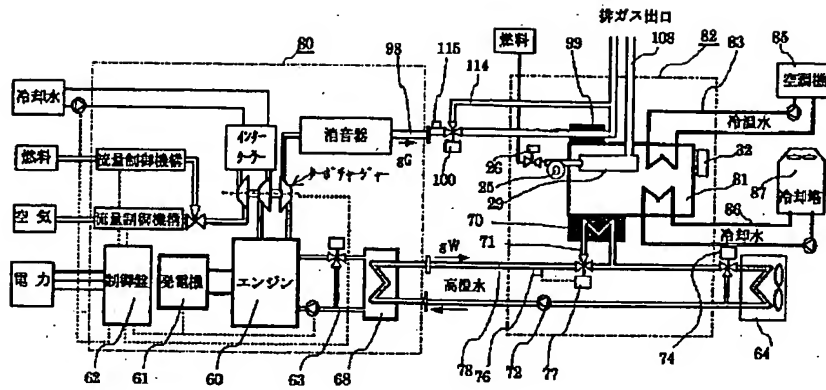
【図7】本発明になる補助溶液加熱手段の別の構成例を示す図である。

【図8】エンジン入力に対する高温水と熱量、及び排気ガスと熱量の実測例を示す図である。

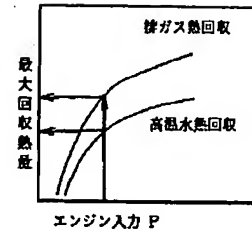
【符号の説明】

- 1 高温再生器
- 2 低温再生器
- 3 凝縮器
- 4 蒸発器
- 5 吸収器
- 6 低温熱交換器
- 7 高温熱交換器
- 8 溶液循環ポンプ
- 25 バーナー
- 26 燃料制御手段
- 32 制御盤
- 60 エンジン
- 61 発電機
- 68 高温水熱交換器
- 70 溶液加熱手段
- 71 高温水導入導管
- 72 高温水循環手段
- 76 温度センサー
- 77 高温水循環量制御手段
- 78 高温水
- 80 発電モジュール
- 81 吸収冷温水機
- 82 排熱利用吸収冷温水機
- 83 冷温水
- 86 冷却水
- 98 排気ガス
- 99 補助溶液加熱手段
- 100 排気ガス貫流量制御手段
- 101 ガス液熱交換器
- 115 圧力センサー
- 116 温度センサー
- 201a 上部ガス通路
- 201b 下部ガス通路
- 202 溶液通路

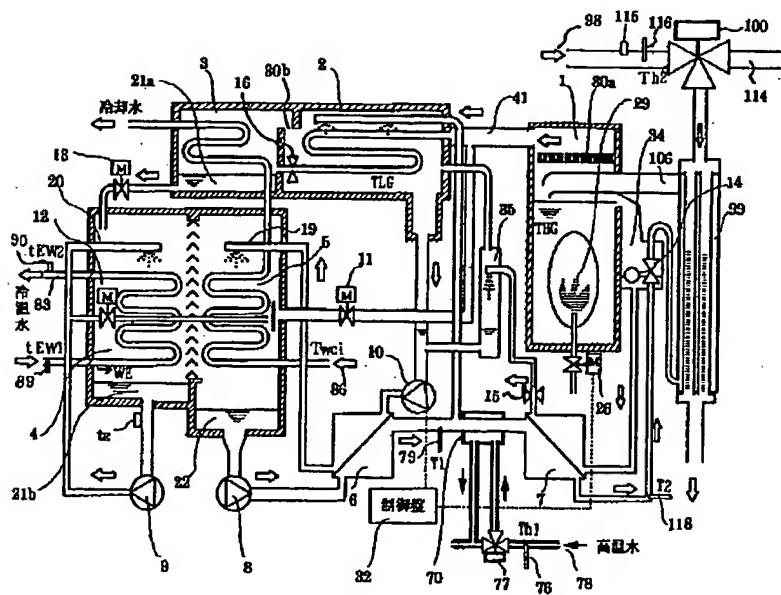
【図1】



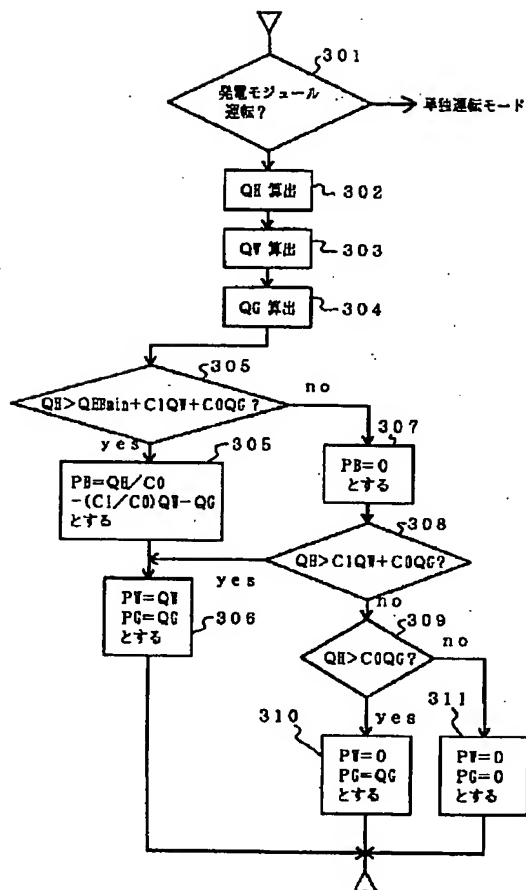
【図8】



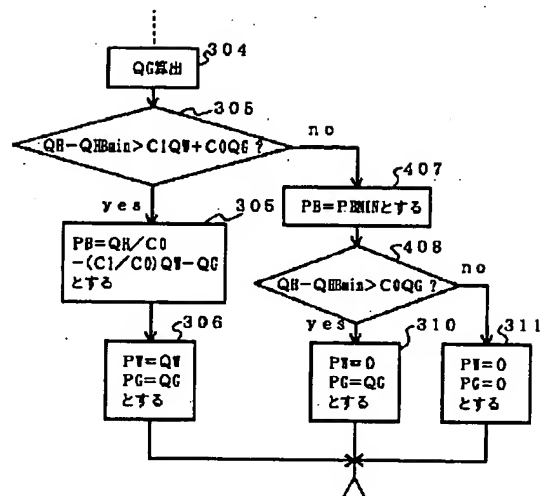
【図2】



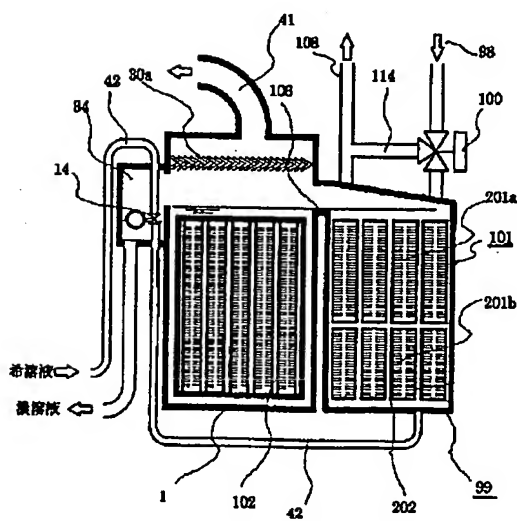
【図3】



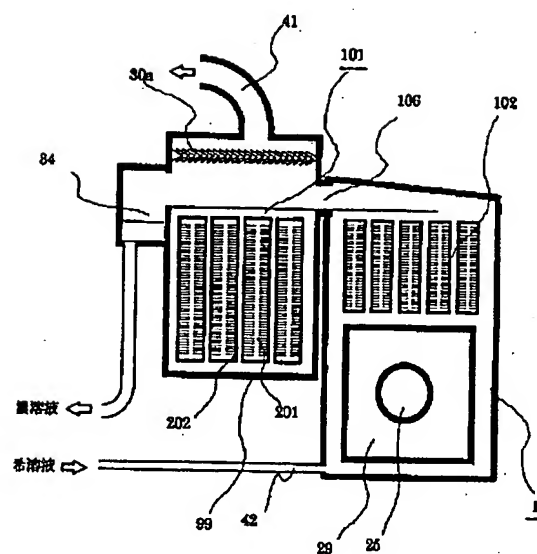
【図4】



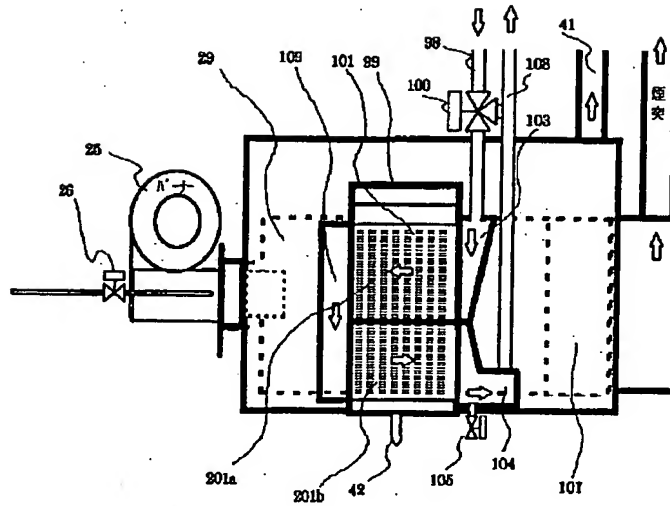
【図5】



【図7】



【図6】



フロントページの続き

(72)発明者 遠藤 確
 茨城県土浦市神立町603番地 株式会社日
 立製作所土浦工場内

(72)発明者 船場 保志
 茨城県土浦市神立町603番地 株式会社日
 立製作所土浦工場内

(72)発明者 岡 雅博
 東京都江戸川区上篠崎4-20-8-405

(72)発明者 村田 行麿
 東京都国立市富士見台2-45-12-405